

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号  
特開2001-21016  
(P2001-21016A)

(43)公開日 平成13年1月26日(2001.1.26)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

テ-コ-ト\*(参考)

F 1 6 H 9/18

F 1 6 H 9/18

B 3 J 0 5 0

審査請求 未請求 請求項の数2 O L (全 10 頁)

(21)出願番号 特願平11-195524  
(22)出願日 平成11年7月9日(1999.7.9)

(71)出願人 000003207  
トヨタ自動車株式会社  
愛知県豊田市トヨタ町1番地  
(72)発明者 服部 勇仁  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
(72)発明者 曾我 吉伸  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
(74)代理人 100083998  
弁理士 渡辺 丈夫

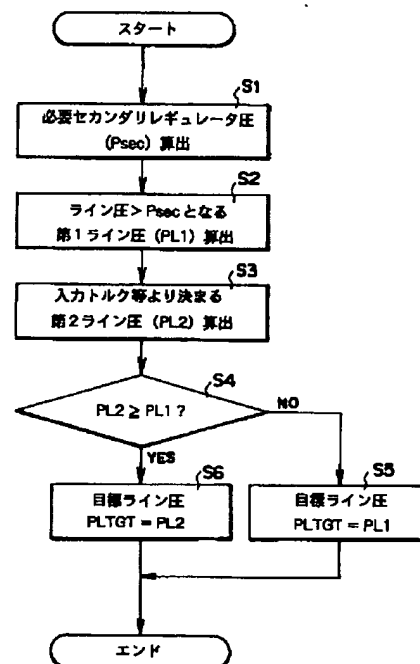
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 動力伝達装置の油圧制御装置

(57)【要約】

【課題】 無段変速機の従動側プーリに作用する油圧の制御応答性を向上する。

【解決手段】 エンジンと無段変速機との間に配置されたロックアップクラッチと、プーリが巻き掛けられたベルトを有する無段変速機とオイルポンプとの間の油路に配置され、かつ、逃がしポートを有するプライマリレギュレータバルブと、逃がしポートとロックアップクラッチとの間に配置されたセカンダリレギュレータバルブとを有し、所定の条件に基づいて逃がしポートの開度を制御して、プーリの油圧室に供給される第1の制御油圧を調圧するとともに、所定の条件とは異なる条件によりセカンダリレギュレータバルブを制御して、ロックアップクラッチに供給される第2の制御油圧を調圧することのできる動力伝達装置の油圧制御装置において、所定の条件に関わりなく、第1の制御油圧を第2の制御油圧以上に制御する油圧制御手段(ステップS1、～S6)を備えている。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動力源と変速機との間の動力伝達経路に配置された第1の摩擦伝動装置と、前記変速機に設けられた第2の摩擦伝動装置と、この第2の摩擦伝動装置と油圧源とを接続する油路に配置され、かつ、油圧源から供給される油を逃がす逃がしポートを有する第1の調圧弁と、前記逃がしポートと前記第1の摩擦伝動装置とを接続する油路に配置された第2の調圧弁とを有し、所定の条件に基づいて前記逃がしポート側に対する油の逃がし状態を制御することにより、前記第2の摩擦伝動装置に作用する第1の制御油圧を調圧するとともに、前記

所定の条件とは異なる条件に基づいて前記第2の調圧弁を制御することにより、前記第1の摩擦伝動装置に作用する第2の制御油圧を調圧することのできる動力伝達装置の油圧制御装置において、

前記所定の条件に関わりなく、前記第1の制御油圧を前記第2の制御油圧以上に制御する油圧制御手段を備えていることを特徴とする動力伝達装置の油圧制御装置。

【請求項2】 前記油圧制御手段には、前記第2の制御油圧を基準として求められる第1の目標油圧、または車両の加速要求に基づいて求められる第2の目標油圧のうち、いずれか高い方の目標油圧を選択して、前記第1の制御油圧を前記第2の制御油圧以上に制御する機能が含まれていることを特徴とする請求項1に記載の動力伝達装置の油圧制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、車両の動力伝達経路に複数の摩擦伝動装置が配置されており、これらの摩擦伝動装置に作用する油圧を、異なる条件により制御することのできる動力伝達装置の油圧制御装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】一般に、車両の駆動力源と変速機との間の動力伝達経路、および変速機の入力部材と出力部材との間の動力伝達経路には摩擦伝動装置が設けられており、これらの摩擦伝動装置が、油圧制御により係合・解放されるように構成されている場合には、各摩擦伝動装置に作用する油圧が、伝達すべきトルクに応じて制御される。

【0003】このように、車両の駆動力源と変速機との間の動力伝達経路、および変速機の入力部材と出力部材との間の動力伝達経路に配置されている摩擦伝動装置が、いずれも油圧制御されるシステムの一例が、特開平4-29675号公報に記載されている。この公報には、エンジンと無段変速機との間に、ロックアップクラッチ（第1の摩擦伝動装置）を有するトルクコンバータが配置された車両が記載されている。

【0004】また、無段変速機は、入力部材に取り付けられた駆動側プーリと、出力部材に取り付けられた従動

側プーリ（第2の摩擦伝動装置）とを有している。そして、駆動側プーリおよび従動側プーリにベルト（第2の摩擦伝動装置）が巻き掛けられている。この駆動側プーリおよび従動側プーリは、それぞれ固定シブおよび可動シブを備えている。さらに、駆動側プーリおよび従動側プーリに対応して、油圧により動作が制御されるピストンがそれぞれ設けられており、各ピストンの動作により、駆動側プーリおよび従動側プーリの溝幅が制御される。

【0005】上記ロックアップクラッチの係合・解放、および無段変速機の変速を制御する油圧制御装置は、従動側プーリのピストンの油圧室に作用する油圧を調整する第1の調整弁と、ロックアップクラッチの係合圧を調整する第2の調整弁とを有している。まず、第1の調圧弁は、ピストンの油圧室とオイルポンプとを接続する油路に配置されている。この第1の調圧弁は、装置全体の元圧であるライン圧が入力される第1の入力ポートと、この第1の入力ポートに連通する逃がしポートと、第1の入力ポートおよび逃がしポートに臨んで設けられた第1のスプールと、この第1のスプールを所定方向に押圧するスプリングと、第1のスプールをスプリングと同方向に押圧する第1のスロットル圧が入力される第1の調圧ポートと、ライン圧が入力されてスプールをスプリングとは逆方向に押圧する第1の制御ポートとを有している。

【0006】これに対して、第2の調圧弁はロックアップクラッチと逃がしポートとを接続する油路に配置されている。この第2の調圧弁は、逃がし油路から排出されて調圧されたセカンダリ圧（第2の制御油圧）油圧が入力される第2の入力ポートと、この第2の入力ポートに連通するドレーンポートと、第2の入力ポートおよびドレーンポートに臨んで設けられた第2のスプールと、この第2のスプールを所定方向に押圧するスプリングと、第2のスプールをスプリングと同方向に押圧する第2のスロットル圧が入力される第2の調圧ポートと、第2の制御油圧が入力されて第2のスプールをスプリングとは逆方向に押圧する第2の制御ポートとを有している。

【0007】上記構成において、無段変速機の変速比は、車両の走行状態に基づいて制御される。具体的には、駆動側プーリの溝幅を調整することにより変速比が制御される。なお、エンジントルクおよび変速比に基づいてベルトに対する挟圧力（ベルトの張力）が制御される。ロックアップクラッチを係合する場合は、エンジントルクに応じて、ロックアップクラッチの係合圧が制御される。

【0008】ここで、油圧制御装置の動作を説明すると、車両の走行状態に基づいて、第1の調圧ポートに入力される第1のスロットル圧が制御されるとともに、この第1のスロットル圧およびスプリングの押圧力と、第1の制御ポートに入力されるライン圧とのバランスによ

りスプールの動作が制御される。例えば、加速要求が発生して無段変速機の変速比を大きくするべき走行状態になると、第1の調圧ポートに入力される第1のスロットル圧も高くなり、ピストンの油圧室に供給されるライン圧(第1の制御油圧)が上昇する。

【0009】このため、伝達するべきトルクの増大に応じてベルト挟持力が増加する。ライン圧が所定値まで上昇した場合は、第1の制御ポートに作用する油圧の上昇により、スプールがスプリングの押圧力とは逆向きに押圧され、ライン圧が所定圧まで低下する。

【0010】一方、第2の調圧弁側においては、加速要求の発生にともない、第2の調圧ポートに入力される第2のスロットル圧が高まると、第2の制御ポートの油圧と、第2のスロットル圧およびスプリングの押圧力とのバランスによりスプールの動作が制御され、セカンダリ圧が上昇する。その結果、伝達するべきトルクの増加に応じて、ロックアップクラッチの係合圧が高められる。なお、セカンダリ圧が所定値まで上昇した場合は、ドレーンポートから油が漏らされてセカンダリ圧が所定圧まで低下する。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】ところで、ロックアップクラッチの係合状態においては、エンジントルクが機械的に無段変速機に伝達されるために、無段変速機で設定するべき変速比が比較的小さいような走行状態では、ライン圧の方がセカンダリ圧よりも低くなる可能性がある。このような状態において、実際に設定されているライン圧が、伝達トルクに応じて設定されるべきライン圧(目標ライン圧)よりも高い場合には、第1の調整弁のスプールをスプリングの押圧力とは逆方向に動作させて逃がしポートを開き、第1の入力ポート側の油を逃がしポートから漏らすことにより、実際のライン圧を下げる必要がある。

【0012】しかしながら、前述のように実際に設定されているライン圧の方がセカンダリ圧よりも低い場合には、逃がしポートが開放されても逃がしポートから油が排出されないために、第1の調整弁のスプールが、さらにスプリングの押圧方向とは逆方向に動作して逃がしポートが全開状態になる。このような逃がしポートの全開状態において、急激な加速要求が発生すると目標ライン圧も急激に上昇するが、逃がしポートが全開となる位置までスプールが動作しているため、実際のライン圧を上昇することができる位置までスプールが戻るまでに、長時間を要してしまう。つまり、加速要求に対する実際のライン圧の制御応答性が低下し、従動側プーリによるベルト挟圧力が不十分になり、ベルトの滑りが発生する可能性がある。その結果、トルク伝達性能が低下して駆動力不足を招きドライブビリティが低下する問題があった。

【0013】この発明は上記の事情を背景としてなされ

たものであり、第2の摩擦伝動装置に作用する制御油圧の制御応答性を向上させることのできる動力伝達装置の油圧制御装置を提供することを目的としている。

【0014】

【課題を解決するための手段およびその作用】上記の目的を達成するために、請求項1の発明は、駆動力源と変速機との間の動力伝達経路に配置された第1の摩擦伝動装置と、前記変速機に設けられた第2の摩擦伝動装置と、この第2の摩擦伝動装置と油圧源とを接続する油路に配置され、かつ、油圧源から供給される油を逃がす逃がしポートを有する第1の調圧弁と、前記逃がしポートと前記第1の摩擦伝動装置とを接続する油路に配置された第2の調圧弁とを有し、所定の条件に基づいて前記逃がしポート側に対する油の逃がし状態を制御することにより、前記第2の摩擦伝動装置に作用する第1の制御油圧を調圧するとともに、前記所定の条件とは異なる条件に基づいて前記第2の調圧弁を制御することにより、前記第1の摩擦伝動装置に作用する第2の制御油圧を調圧することのできる動力伝達装置の油圧制御装置において、前記所定の条件に関わりなく、前記第1の制御油圧を前記第2の制御油圧以上に制御する油圧制御手段を備えていることを特徴とするものである。

【0015】請求項1の発明によれば、所定の条件に関わりなく、第1の制御油圧が第2の制御油圧以上に制御されるため、逃がしポート側に対して油が逃げにくくなる。このため、第1の制御油圧を高めるべき状態が発生した場合には、逃がしポートを迅速に閉じることができ、第1の制御油圧の制御応答性が向上してトルク伝達性能が高められる。

【0016】請求項2の発明は、請求項1の構成に加えて、前記油圧制御手段には、前記第2の制御油圧を基準として求められる第1の目標油圧、または車両の加速要求に基づいて求められる第2の目標油圧のうち、いずれか高い方の目標油圧を選択して、前記第1の制御油圧を前記第2の制御油圧以上に制御する機能が含まれていることを特徴とするものである。

【0017】請求項2の発明によれば、請求項1の発明と同様の作用が生じるほかに、第1の制御油圧が車両の加速要求に応じた値まで高められ、トルク伝達性能が一層向上する。

【0018】

【発明の実施の形態】つきに、この発明を図面を参照しながら具体的に説明する。図2は、この発明をFF車(フロントエンジンフロントドライブ;エンジン前置き前輪駆動車)に用いた一実施形態のスケルトン図である。図2において、1は車両の駆動力源としてのエンジンであり、このエンジン1としては内燃機関、具体的にはガソリンエンジン、ディーゼルエンジン、LPGエンジンなどが用いられる。そして、エンジン1のクランクシャフト2が車両の幅方向に配置されている。

【0019】また前記エンジン1の出力側には、トランスアックスル3が設けられている。このトランスアックスル3は内部中空のケーシング4を有し、ケーシング4の内部には、トルクコンバータ5と前後進切り換え機構6と無段変速機7と最終減速機（言い換えれば差動装置）8とが設けられている。まず、トルクコンバータ5の構成について説明する。ケーシング4の内部には、クランクシャフト2と同一の軸線（図示せず）を中心として回転可能なインプットシャフト9が設けられており、インプットシャフト9におけるエンジン1側の端部にはタービンランナ10が取り付けられている。

【0020】一方、クランクシャフト2の後端にはドライブプレート11を介してフロントカバー12が連結されており、フロントカバー12にはポンプインペラ13が接続されている。このタービンランナ10とポンプインペラ13とは対向して配置され、タービンランナ10およびポンプインペラ13の内側にはステータ14が設けられている。また、インプットシャフト9におけるフロントカバー12側の端部には、ダンバ機構16を介してロックアップクラッチ15が設けられている。上記のように構成されたフロントカバー12およびポンプインペラ13などにより形成されたケーシング（図示せず）内に、作動流体としてのオイルが供給されている。

【0021】上記構成により、エンジン1の動力（トルク）がクランクシャフト2からフロントカバー12に伝達される。この時、ロックアップクラッチ15が解放されている場合は、ポンプインペラ13のトルクが流体によりタービンランナ10に伝達され、ついでインプットシャフト9に伝達される。なお、ポンプインペラ13からタービンランナ10に伝達されるトルクは、ステータ14により増幅される。これに対して、ロックアップクラッチ15が係合されている場合は、フロントカバー12のトルクが機械的にインプットシャフト9に伝達される。

【0022】前記ケーシング4の内部におけるトルクコンバータ5と前後進切り換え機構6との間には、オイルポンプ17が設けられている。このオイルポンプ17のロータ（図示せず）と、ポンプインペラ13とが円筒形状のハブ19により接続されている。また、オイルポンプ17のボデー（図示せず）はケーシング4側に固定されている。この構成により、エンジン1の動力がポンプインペラ13を介してロータに伝達され、オイルポンプ17を駆動することができる。

【0023】前記無段変速機7は、インプットシャフト9と同心状に配置された駆動側シャフト21と、駆動側シャフト21と相互に平行に配置された従動側シャフトとしてのカウンタシャフト22とを有している。駆動側シャフト21には駆動側プーリ23が設けられており、カウンタシャフト22側には従動側プーリ24が設けられている。駆動側プーリ23は、駆動側シャフト21に

固定された固定シープ25と、駆動側シャフト21の軸線方向に移動できるように構成された可動シープ26とを有している。また、この可動シープ26を駆動側シャフト21の軸線方向に動作させることにより、可動シープ26と固定シープ25とを接近・離隔させる油圧アクチュエータ27が設けられている。この油圧アクチュエータ27は、駆動側シャフト21の軸線方向に動作するピストン（図示せず）およびリターンズプリング（図示せず）などを備えた公知のものである。

【0024】一方、従動側プーリ24は、カウンタシャフト22に固定された固定シープ28と、カウンタシャフト22の軸線方向に移動できるように構成された可動シープ29とを有している。また、この可動シープ29をカウンタシャフト22の軸線方向に動作させることにより、可動シープ29と固定シープ28とを接近・離隔させる油圧アクチュエータ30が設けられている。この油圧アクチュエータ30は、カウンタシャフト22の軸線方向に動作するピストン（図示せず）およびリターンズプリング（図示せず）などを備えた公知のものである。さらに、駆動側プーリ23および従動側プーリ24に対してベルト31が巻き掛けられている。

【0025】上記構成の無段変速機7においては、油圧アクチュエータ27に作用する油圧を制御することにより、固定シープ25と可動シープ26との間の溝幅が調整される。その結果、駆動側プーリ23におけるベルト31の巻き掛け半径が変化し、無段変速機7の入力回転数と出力回転数との比、すなわち変速比が無段階（連続的）に制御される。一方、油圧アクチュエータ30に作用する油圧を制御することにより、ベルト31に対する挟圧力（言い換えればベルト31の張力）が制御される。油圧アクチュエータ27、30に作用する油圧は装置の元圧であるライン圧を所定の値に制御したものである。

【0026】前記前後進切り換え機構6は、インプットシャフト9と無段変速機7との間の動力伝達経路に設けられている。前後進切り換え機構6はダブルピニオン形式の遊星歯車機構32を有している。この遊星歯車機構32は、インプットシャフト9の無段変速機7側の端部に設けられたサンギヤ33と、このサンギヤ33の外周側に、サンギヤ33と同心状に配置されたリングギヤ34と、サンギヤ33に噛み合わされたピニオンギヤ35と、このピニオンギヤ35およびリングギヤ34に噛み合わされたピニオンギヤ36と、ピニオンギヤ35およびピニオンギヤ36を、サンギヤ33の周囲を一体的に公転可能な状態で保持したキャリア37とを有している。そして、このキャリア37と駆動側シャフト21とが連結されている。また、キャリア37とインプットシャフト9との間の動力伝達経路を接続・遮断するクラッチCRが設けられている。さらに、ケーシング4側には、リングギヤ34の回転・固定を制御するブレーキB

Rが設けられている。

【0027】前記無段変速機7と最終減速機8との間の動力伝達経路には、カウンタシャフト22と相互に平行なインターミディエイトシャフト39が設けられている。インターミディエイトシャフト39にはカウンタドリブンギヤ40とファイナルドライブギヤ41とが形成されている。前記カウンタシャフト22にはカウンタドライブギヤ42が形成され、カウンタドライブギヤ42とカウンタドリブンギヤ40とが噛み合わされている。

【0028】一方、前記最終減速機8はリングギヤ43を有し、ファイナルドライブギヤ41とリングギヤ43とが噛み合わされている。また、リングギヤ43はデフケース（図示せず）の外周に形成され、このデフケースの内部には複数のピニオンギヤ（図示せず）が取り付けられている。このピニオンギヤには2つのサイドギヤ（図示せず）が噛み合わされている。2つのサイドギヤには別個にフロントドライブシャフト44が接続され、各フロントドライブシャフト44には、駆動輪（前輪）45が接続されている。

【0029】図3は、ロックアップクラッチ12の係合・解放、および無段変速機7を制御するシステムの一部を示す油圧制御回路46の概略図である。この油圧制御回路46は、アクチュエータ30のピストンの油圧室30Aに作用する油圧を間接的に調整するプライマリレギュレータバルブ47と、ロックアップクラッチ15の係合圧を間接的に調整するセカンダリレギュレータバルブ48とを有している。プライマリレギュレータバルブ47は、油圧室30Aとオイルポンプ17の吐出口との間の油路に配置されている。そして、ストレーナ17Aからオイルポンプ17により汲み上げた油圧をプライマリレギュレータバルブ47により調圧してライン圧（PL）となる。

【0030】このプライマリレギュレータバルブ47は、オイルポンプ17に接続された入力ポート49と、この入力ポート49に連通する逃がしポート50と、スプリング51により押圧され、かつ、逃がしポート50を開閉するスプール52と、このスプール52におけるスプリング51側の端部に臨む調圧ポート53と、スプール52におけるスプリング51とは逆方向の端部に臨む制御ポート54とを有している。また、スプール52には、調圧ポート53に臨むランド55と、入力ポート49と逃がしポート50との間の油路に臨むランド56と、制御ポート54に臨むランド57とを有している。さらに、制御ポート54とオイルポンプ17の間にはオリフィス58が設けられている。

【0031】一方、セカンダリレギュレータバルブ48は、ロックアップクラッチ15と逃がしポート50とを接続する油路に配置されている。このセカンダリレギュレータバルブ48は、逃がしポート50に接続された入力ポート59と、この入力ポート59に連通するドレー

ンポート60と、スプリング61により押圧されてドレーンポート60と入力ポート59との間の油路を開閉するスプール62と、スプール62をスプリング61と同方向に押圧するスロットル圧が入力される調圧ポート63と、逃がしポート50の油圧が入力されてスプール62をスプリング61とは逆方向に押圧する制御ポート64とを有している。さらに、逃がしポート50と制御ポート64との間の油路にはオリフィス65が設けられている。スプール62は、入力ポート59とドレーンポート60との間の油路に臨むランド66と、制御ポート64に臨むランド67とを有している。またドレーンポート60はストレーナ17Aに接続されている。

【0032】さらに、オイルポンプ17と油圧室30Aとの間の油路には、ラインプレッシャーモジュレータバルブ68、リニアソレノイドバルブSL S、ラインプレッシャーモジュレータバルブ69が設けられている。ラインプレッシャーモジュレータバルブ68は、スプリング70により所定方向に押圧されるスプール71を有し、スプール71にはランド72、73が形成されている。また、ラインプレッシャーモジュレータバルブ68は、オイルポンプ17に連通する入力ポート74と、ランド72により入力ポート74との間の油路が連通・遮断される出力ポート75と、ランド72に臨み、かつ、出力ポート75に連通する制御ポート76とを有している。出力ポート75と制御ポート76の間にはオリフィス77が設けられている。

【0033】リニアソレノイドバルブSL Sは、電磁コイル78と、電磁コイル78への通電・非通電により動作するスプール79とを有している。スプール79にはランド80が形成されている。また、リニアソレノイドバルブSL Sは、ラインプレッシャーモジュレータバルブ68の出力ポート75に連通する入力ポート81と、入力ポート81に連通する出力ポート82とを有している。

【0034】ラインプレッシャーモジュレータバルブ69は、スプリング83により所定方向に押圧されるスプール84を有し、スプール84にはランド85、86が形成されている。また、ラインプレッシャーモジュレータバルブ69は、調圧ポート87および入力ポート88を有している。調圧ポート87は、リニアソレノイドバルブSL Sの出力ポート82に連通され、調圧ポート87と出力ポート82の間にはオリフィス89が設けられている。

【0035】さらにランド85とランド86との間に臨む出力ポート89が形成され、出力ポート89が油圧室30Aに接続されている。前記ランド85は調圧ポート87および出力ポート89に臨む位置に配置されている。また、ランド86は入力ポート88および出力ポート89に臨む位置に配置されている。さらに出力ポート89は、ランド86に臨む制御ポート90に接続されて

いる。制御ポート90と出力ポート89との間にはオリフィス91が設けられている。さらにまた、入力ポート88は、オイルポンプ17と入力ポート49、74と制御ポート54とに接続されている。また、出力ポート82および調圧ポート87が、調圧ポート53に接続されている。

【0036】前記ラインプレッシャーモジュレータバルブ68の出力ポート75と、セカンダリレギュレータバルブ48の調圧ポート63との間の油路には、リニアソレノイドバルブSLCおよびソレノイドモジュレータバルブ92が設けられている。ソレノイドモジュレータバルブ92は、スプリング93により所定方向に押圧されるスプール94を有し、スプール94にはランド95が形成されている。ソレノイドモジュレータバルブ92は、入力ポート96および出力ポート97を有している。そして、スプール94が動作すると、ランド95により入力ポート96と出力ポート97とが連通・遮断される。この入力ポート96とラインプレッシャーモジュレータバルブ68の出力ポート75とが接続されている。

【0037】リニアソレノイドバルブSLCは、電磁コイル98と、電磁コイル98への通電・非通電により動作するスプール99とを有している。スプール99にはランド100が形成されている。また、リニアソレノイドバルブSLCは、入力ポート101および出力ポート102を有している。そして、スプール99が動作すると、ランド100により入力ポート101と出力ポート102とが接続・遮断される。また、入力ポート101と出力ポート97とが接続されている。また、出力ポート102とセカンダリレギュレータバルブ48の調圧ポート63とが接続されている。出力ポート102と調圧ポート63との間には、オリフィス103が設けられている。

【0038】つぎに上記構成を有するFF車の制御システムを、図4のブロック図に基づいて説明する。まず、エンジン1および油圧制御回路46を制御する電子制御装置(ECU)104が設けられている。この電子制御装置104は、演算処理装置(CPUまたはMPU)および記憶装置(RAMおよびROM)ならびに入出力インターフェースを主体とするマイクロコンピュータにより構成されている。この電子制御装置104に対して、エンジン回転数センサ105の信号、アクセル開度センサ106の信号、スロットル開度センサ107の信号、ブレーキスイッチ108の信号、シフトレバー(図示せず)の操作状態を検出するシフトポジションセンサ109の信号、駆動側プーリ23の回転数を検出する入力回転数センサ110の信号、従動側プーリ24の回転数を検出する出力回転数センサ111の信号などが入力されている。

【0039】前記シフトポジションセンサ109の信号

に基づいて、駆動ポジションまたは被駆動ポジションのいずれが選択されているかが判断される。さらに、駆動ポジションのうち、前進ポジションまたは後進ポジションのいずれが選択されているかが判断される。また、入力回転数センサ110の信号、出力回転数センサ111の信号に基づいて、車速および無段変速機7の変速比を演算することができる。

【0040】また、この電子制御装置104には、各種の信号に基づいてエンジン1およびロックアップクラッチ15ならびに無段変速機7を制御するために各種のデータが予め記憶されている。例えば、アクセル開度および車速などのような走行状態に基づいて、無段変速機7の変速比を制御することにより、エンジン1の最適な運転状態を選択するためのデータが、電子制御装置104に記憶されている。また、電子制御装置104にはアクセル開度および車速をパラメータとするロックアップクラッチ制御マップが記憶されており、このロックアップクラッチ制御マップに基づいてロックアップクラッチ15が係合・解放、もしくはスリップの各状態に制御される。

【0041】さらに電子制御装置104に対しては、燃料噴射装置112および点火時期制御装置113ならびに油圧制御回路46がデータ通信可能に接続されている。そして、各種の入力信号やデータに基づいて、電子制御装置104から、燃料噴射装置112、点火時期制御装置113、油圧制御回路46に対して制御信号が出力される。

【0042】ここで、実施形態の構成とこの発明の構成との対応関係を説明すれば、エンジン1がこの発明の駆動力源に相当し、無段変速機7がこの発明の変速機に相当し、ロックアップクラッチ15がこの発明の第1の摩擦伝動装置に相当し、ベルト31および従動側プーリ24がこの発明の第2の摩擦伝動装置に相当し、オイルポンプ17がこの発明の油圧源に相当し、プライマリレギュレータバルブ47がこの発明の第1の調圧弁に相当し、セカンダリレギュレータバルブ48がこの発明の第2の調圧弁に相当する。

【0043】上記構成を有する車両の動作について説明する。エンジン1のトルクはトルクコンバータ5を経由して前後進切り換え機構6に伝達される。また、シフト装置の操作に基づいて前後進切り換え機構6が制御される。まず、前進段が選択された場合はクラッチCRが係合され、かつ、ブレーキBRが解放されて、インプットシャフト9と駆動側シャフト21とが直結状態になる。この状態でインプットシャフト9にトルクが伝達されると、インプットシャフト9およびキャリア37ならびに駆動側シャフト21が一体回転する。駆動側シャフト21のトルクはベルト31を介してカウンタシャフト22に伝達されるとともに、このトルクはインターミディエイトシャフト39を介して最終減速機8に伝達された

後、さらにこのトルクが車輪45に伝達されて車両が前進する。

【0044】これに対して、後進段が選択された場合はクラッチCRが解放され、かつ、ブレーキBRが係合されて、リングギヤ34が固定される。すると、インプットシャフト9の回転にともなうピニオンギヤ35、36が共に自転しつつ公転し、キャリヤ37がインプットシャフト9の回転方向とは逆の方向に回転する。その結果、駆動側シャフト21およびカウンタシャフト22ならびにインターミディエイトシャフト39が前進段の場合とは逆方向に回転し、車両が後退する。

【0045】つぎに、無段変速機7の変速比の制御内容と、ロックアップクラッチ制御マップに基づいてロックアップクラッチ15の係合圧を制御する内容について説明する。無段変速機7においては、駆動側プーリ23の溝幅を調整することにより変速比が制御される。なお、エンジントルクおよび変速比に応じてベルト31に対する挟圧力（ベルトの張力）が制御される。また、ロックアップクラッチ15を係合する場合は、エンジントルクに基づいてロックアップクラッチ15の係合圧が制

御される。  
【0046】ここで、油圧制御回路46の動作を説明すると、オイルポンプ17から出力されたライン圧が、プライマリレギュレータバルブ47の入力ポート49および制御ポート54に入力されている。また、このライン圧は、ラインプレッシャーモジュレータバルブ68の入力ポート74および出力ポート75を介してリニアソレノイドバルブSLSの入力ポート81に入力されている。さらに、このライン圧は、ラインプレッシャーモジュレータバルブ69の入力ポート88にも入力されている。

【0047】ところで、リニアソレノイドバルブSLSを制御する電気信号（言い換えればデューティ比）は、スロットル開度に基づいて制御されている。つまり、スプール79の動作により、入力ポート81と出力ポート82との間の油路の開閉が制御されている。このため、出力ポート82からはスロットル開度に応じた制御油圧（スロットル圧）が出力され、このスロットル圧が、プライマリレギュレータバルブ47の調圧ポート53に入力されている。また、このスロットル圧は、ラインプレッシャーモジュレータバルブ69の調圧ポート87にも入力されている。

【0048】このため、調圧ポート53に入力されるスロットル圧およびスプリング51の押圧力と、制御ポート54に入力される油圧とのバランスによりスプール52の動作が制御され、入力ポート49から逃がしポート50に漏らされる油量が制御される。

【0049】例えば、加速要求が発生して無段変速機7の変速比を大きくするべき走行状態になると、調圧ポート53に入力される制御油圧（スロットル圧）も高くな

る。すると、入力ポート49から逃がしポート50に漏らされる油量が減少し、ライン圧が上昇する。したがって、出力ポート89を介して油圧室30Aに作用する油圧が高められ、無段変速機7で伝達するべきトルクの増大に応じてベルト挟持力が増加する。

【0050】一方、前記加速要求の発生に応じて、リニアソレノイドバルブSLSに供給される電気信号（言い換えれば、デューティ比）が制御されて、セカンダリレギュレータバルブ48の調圧ポート63に入力されるスロットル圧が高まると、制御ポート64の油圧とスロットル圧およびスプリング61の押圧力とのバランスにより油の漏れが減少し、ロックアップクラッチ15を係合させる油圧（セカンダリ圧）が上昇する。

【0051】その結果、伝達するべきトルクの増加に応じて、ロックアップクラッチ15の係合圧が上昇する。なお、セカンダリ圧が所定値まで上昇すると、このセカンダリ圧とスロットル圧およびスプリング61の押圧力とのバランスにより、スプール62の動作が制御されて油の漏れが増加し、ロックアップクラッチ15を係合させる油圧が低下もしくは所定値に維持される。

【0052】ここで、ロックアップクラッチ15を係合させるためのセカンダリ圧（必要セカンダリレギュレータ圧）と、従動側プーリ24の油圧室30Aに作用する油圧（ライン圧）との関係を制御する場合の一例を、図1のフローチャートに基づいて説明する。まず、エンジントルクに基づいて、必要セカンダリレギュレータ圧 $P_{sec}$ を算出する（ステップS1）。なお、エンジントルクは、アクセル開度、スロットル開度などの信号から判断することができる。ついで、予め電子制御装置104に記憶されているデータに基づいて、必要セカンダリレギュレータ圧 $P_{sec}$ よりも高い第1の目標ライン圧（ $PL1$ ）を算出する（ステップS2）。

【0053】ついで、無段変速機7に入力されるトルクおよび無段変速機7の変速比に基づいて、従動側プーリ24に入力されるトルクを算出し、算出結果に対応するトルク容量を、従動側プーリ24で得られるように、第2の目標ライン圧（ $PL2$ ）を算出する（ステップS3）。無段変速機7に入力されるトルクは、ロックアップクラッチ15が係合されている状態では、エンジントルクをそのまま用いることができる。そして、第1の目標ライン圧（ $PL1$ ）と第2の目標ライン圧（ $PL2$ ）とを比較して、第2の目標ライン圧（ $PL2$ ）が第1の目標ライン圧（ $PL1$ ）以上であるか否かが判断される（ステップS4）。

【0054】ステップS4で否定的に判断された場合は、油圧室30Aに供給する目標ライン圧（ $PLTGT$ ）として、第1の目標ライン圧（ $PL1$ ）を選択し（ステップS5）、この制御ルーチンを終了する。これに対して、ステップS4で肯定的に判断された場合は、目標ライン圧（ $PLTGT$ ）として、第2の目標ライン

圧(PL2)を選択し(ステップS6)、この制御ルーチンを終了する。

【0055】ここで、図1のフローチャートに示された機能的手段と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、ステップS1、～S6がこの発明の油圧制御手段に相当する。また、目標ライン圧(PLTGT)がこの発明の目標油圧に相当し、第1の目標ライン圧(PL1)がこの発明の第1の目標油圧に相当し、第2の目標ライン圧(PL2)がこの発明の第2の目標油圧に相当し、ライン圧PLがこの発明の第1の制御油圧に相当し、必要セカンダリレギュレータ圧Psecがこの発明の第2の制御油圧に相当する。さらに、無段変速機7に入力されるトルク(つまりエンジントルク)および無段変速機7の変速比がこの発明の所定の条件に相当し、エンジントルクのみがこの発明の他の条件に相当する。

【0056】このように、図1の制御例においては、目標ライン圧(PLTGT)が、必要セカンダリレギュレータ圧Psec以上(実際には、必要セカンダリレギュレータ圧Psecを越える)になる制御がおこなわれている。具体的には、リニアソレノイドバルブSLTの動作を制御して調圧ポート53に入力される制御油圧を調整することにより、スプール52の動作を制御している。このような制御がおこなわれた場合は、スプール52がスプリング51の弾性力に抗して動作する方向への移動量が抑制され、入力ポート49と逃がしポート50との間の油路が全開状態になりにくくなる。言い換えれば、入力ポート49と逃がしポート50との間の油路が、常時、調圧状態となる開度に制御される。

【0057】入力ポート49と逃がしポート50との間の油路が調圧状態にある際に、急激な加速要求が発生して調圧ポート53に入力される制御油圧が急激に上昇すると、スプール52がスプリングの押圧方向に動作する移動力が小さいために、入力ポート49と逃がしポート50との間の油路を迅速に閉じることができる。したがって、加速要求に対する実際のライン圧の制御応答性が向上し、従動側プーリ24によるベルト挟圧力が充分となり、ベルト31の滑りが発生しにくくなる。その結果、無段変速機7のトルク伝達性能が高められ、ドライバビリティを向上することができる。

【0058】また、図1の制御例においては、第1の目標ライン圧(PL1)と第2の目標ライン圧(PL2)

とを比較し、いずれか高い方の値を目標ライン圧(PLTGT)として選択している。したがって、実際のライン圧が車両の加速要求に応じた値まで高められ、トルク伝達性能が一層向上する。

【0059】なお、この発明は、無段変速機に代えて、変速比を段階的に制御することのできる有段変速機を搭載した車両にも適用することができる。すなわち、ロックアップクラッチと、複数の遊星歯車機構と、この遊星歯車機構のトルク伝達経路を切り換える摩擦伝動装置

(クラッチやブレーキ)とを備えた車両において、摩擦伝動装置に供給される第1の制御油圧の方が、ロックアップクラッチに供給される第2の制御油圧よりも高くなるように制御することである。なお、この発明は、F・R(フロントエンジン・リヤドライブ)車にも適用することができる。

【0060】

【発明の効果】以上説明したように請求項1の発明によれば、第1の制御油圧が第2の制御油圧以上に制御され、逃がしポート側に対して油が逃げにくくなる。したがって、車両の加速要求が発生した場合には、摩擦伝動装置に作用する油圧を伝達トルクに応じた値にまで迅速に高めることができ、制御応答性が向上してトルク伝達性能が高められ、ドライバビリティが向上する。

【0061】請求項2の発明によれば、請求項1の発明と同様の効果を得られるほかに、第1の制御油圧が車両の加速要求に応じた値まで高められ、トルク伝達性能が一層向上する。

【図面の簡単な説明】

【図1】 この発明の制御例を示すフローチャートである。

【図2】 この発明を適用したFF車の概略構成を示すスケルトン図である。

【図3】 図2に示された車両の無段変速機およびロックアップクラッチに対応する油圧制御回路図である。

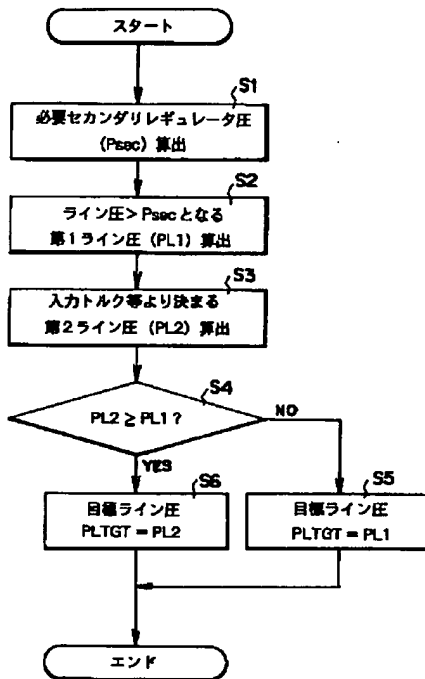
【図4】 図2に示された車両の制御系統を示すブロック図である。

【符号の説明】

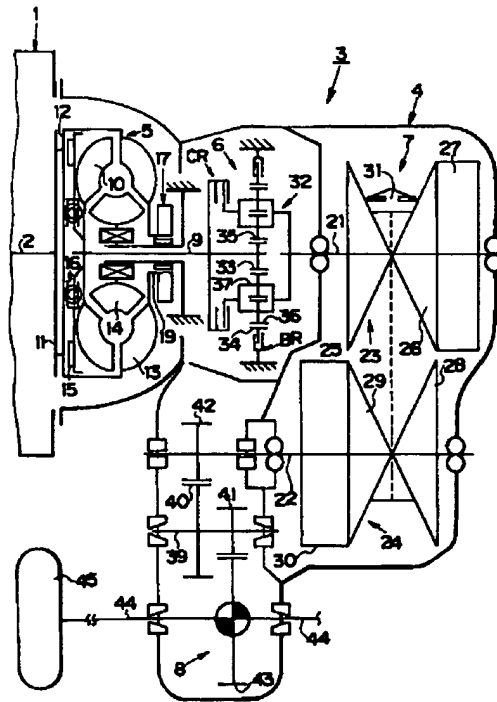
1…エンジン、 7…無段変速機、 15…ロックアップクラッチ、 17…オイルポンプ、 24…従動側プーリ、 31…ベルト、 47…プライマリレギュレータバルブ、 48…セカンダリレギュレータバルブ。



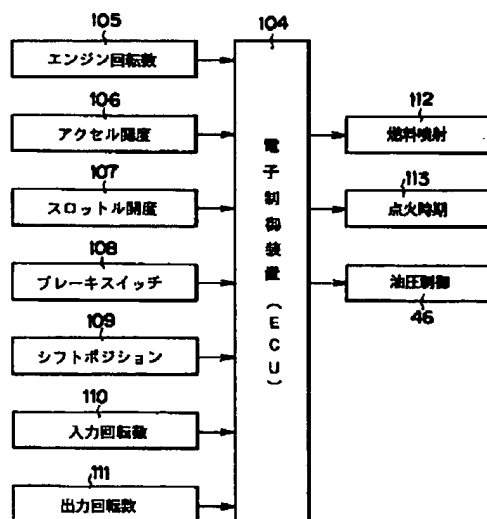
【図1】



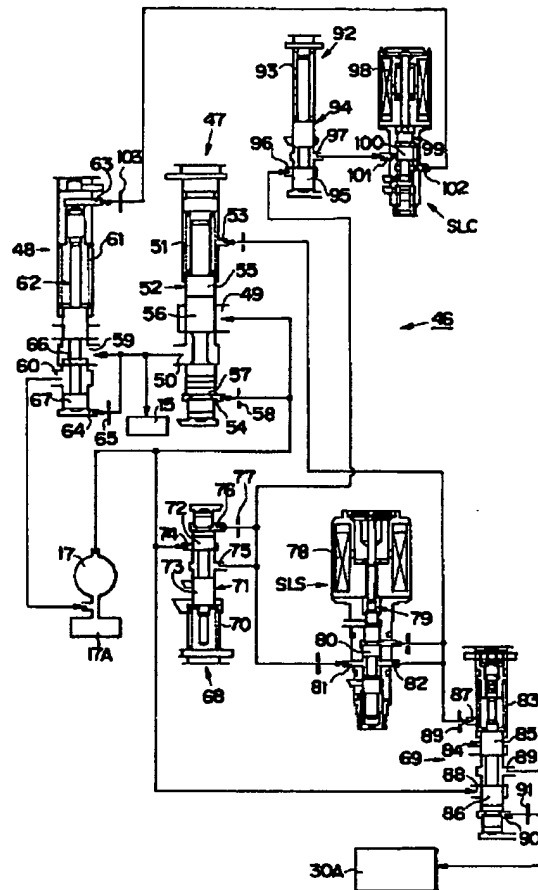
【図2】



【図4】



【図3】



フロントページの続き

(72)発明者 近藤 宏紀  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3J050 AA03 AB01 AB03 AB04 AB07  
BA03 BB13 CB05 CB07 CE09  
DA01

PAT-NO: JP02001021016A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2001021016 A

TITLE: HYDRAULIC CONTROL DEVICE FOR POWER TRANSMITTING DEVICE

PUBN-DATE: January 26, 2001

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
HATTORI, TAKEHITO	N/A
SOGA, YOSHINOBU	N/A
KONDO, HIROKI	N/A

INT-CL (IPC): F16H009/18

ABSTRACT:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To improve control responsiveness acted on a second friction transmitting device by controlling first control oil pressure to second control oil pressure or more regardless of a prescribed condition.

**SOLUTION:** Firstly, on the basis of an engine torque, a necessary secondary regulator pressure  $P_{sec}$  is calculated (S1). On the basis of a data memorized beforehand in an electronic control device, first target line pressure (PL1) which is higher than the necessary secondary regulator pressure  $P_{sec}$  is calculated (S2). On the basis of a torque and a change gear ratio inputted to a continuously variable transmission, second target line pressure (PL2) is calculated (S3). The first target line pressure PL1 and the second target line pressure PL2 are compared with each other, and it is judged (S4) whether the second target line pressure PL2 is the first target line pressure PL1 or more. In the case where it is negatively judged, the first target line pressure PL1 is selected (S5), and this control routine is completed. In the case where it is positively judged, the second target line pressure is selected (S6), the this control routine is completed.

COPYRIGHT: (C)2001,JPO

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (2):

**SOLUTION:** Firstly, on the basis of an engine torque, a necessary secondary regulator pressure  $P_{sec}$  is calculated (S1). On the basis of a data memorized beforehand in an electronic control device, first target line pressure (PL1) which is higher than the necessary secondary regulator pressure  $P_{sec}$  is

calculated (S2). On the basis of a torque and a change gear ratio inputted to a continuously variable transmission, second target line pressure (PL2) is calculated (S3). The first target line pressure PL1 and the second target line pressure PL2 are compared with each other, and it is judged (S4) whether the second target line pressure PL2 is the first target line pressure PL1 or more. In the case where it is negatively judged, the first target line pressure PL1 is selected (S5), and this control routine is completed. In the case where it is positively judged, the second target line pressure is selected (S6), the this control routine is completed.